

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 06-346711

(43)Date of publication of application : 20.12.1994

(51)Int.Cl.

F01L 13/00

F01L 1/34

F02D 13/02

F02D 17/02

F02D 41/02

F02D 41/32

(21)Application number : 05-136208

(71)Applicant : MAZDA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 07.06.1993

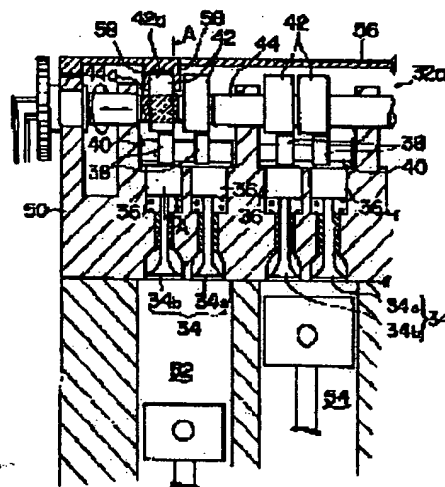
(72)Inventor : OKANO TAKAYUKI  
SUZUKI KOJI

## (54) CYLINDER NUMBER CONTROL ENGINE

## (57)Abstract:

**PURPOSE:** To prevent a downward flow to an exhaust system through a cylinder at rest, regarding the air not contributing a combustion process, and reduce a pumping loss as much as possible.

**CONSTITUTION:** A cam 42a for driving the second intake valve 34b in a cylinder 52 at rest is coupled to a camshaft 44 via a helical spline and both axial sides of the cam 42a are constrained with a stopper section 58 for restricting the slide thereof. The drive camshaft 44 is free to slide axially on the operation of a slide motion mechanism, and made to slide during the rest of an engine. The drive cam 42a for the second intake valve 32b is thereby 90 degrees rotated relatively in a rotation retarding direction, and the second intake valve 32b is made to open at compression stroke.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

特開平6-346711

(43) 公開日 平成6年(1994)12月20日

(51) Int. Cl. <sup>5</sup>	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F01L 13/00	302	F		
1/34		Z 6965-3G		
F02D 13/02		H 7049-3G		
		J 7049-3G		
17/02		M 7049-3G		

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全9頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平5-136208

(22) 出願日 平成5年(1993)6月7日

(71) 出願人 000003137

マツダ株式会社

広島県安芸郡府中町新地3番1号

(72) 発明者 岡野 隆行

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

(72) 発明者 鈴木 幸二

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

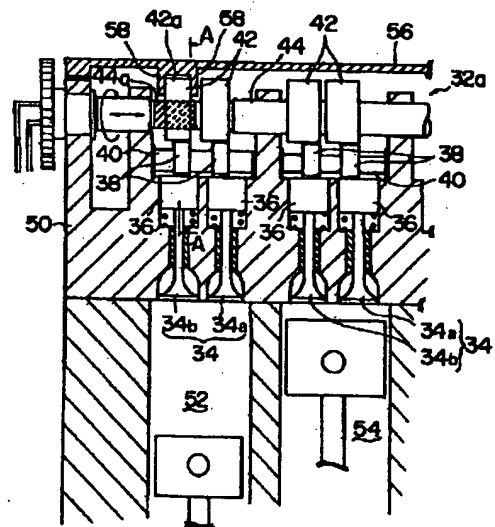
(74) 代理人 弁理士 一色 健輔 (外2名)

(54) 【発明の名称】 気筒数制御エンジン

(57) 【要約】

【目的】 所定運転時に一部気筒への燃料供給を停止して休止気筒とする多気筒4サイクルの気筒数制御エンジンにおいて、休止気筒を通じて燃焼に寄与しなかった空気が排気系に流下することを防止し、かつポンピング損失を可及的に低減する。

【構成】 休止気筒52における第2吸気弁34bの駆動用カム42aをカムシャフト44にヘリカルスプライン結合させると共にカム42aの軸方向両側部をストッパ部58で拘束して移動を規制する。駆動用カムシャフト44はスライド移動機構62により軸方向にスライド移動自在とし、休止運転時にスライド移動させることにより第2吸気弁32bの駆動用カム42aを回転方向遅れ側に90度相対回転させ、第2吸気弁32bを圧縮行程で開弁させる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 排気ガス中の酸素濃度を検出して該検出値に基づいて混合気空燃比をフィードバック制御する空燃比制御手段と、

所定運転時に一部の気筒への燃料供給を停止して休止気筒とする燃料供給手段と、

が備えられた多気筒4サイクルの気筒数制御エンジンにおいて、

該所定運転時に該休止気筒の吸気弁を吸気行程と圧縮行程とで開弁させる開弁手段を設けた、

ことを特徴とする可変気筒数制御エンジン。

【請求項2】 排気ガス中の酸素濃度を検出して該検出値に基づいて混合気空燃比をフィードバック制御する空燃比制御手段と、

所定運転時に一部の気筒への燃料供給を停止して休止気筒とする燃料供給手段と、

が備えられた多気筒4サイクルの気筒数制御エンジンにおいて、

該所定運転時に該休止気筒の吸気弁を吸気、圧縮、膨張、排気の全行程で開弁させる開弁手段と、

該所定運転時に該休止気筒の排気弁を吸気、圧縮、膨張、排気の全行程で開弁させる開弁手段と、

を設けたことを特徴とする可変気筒数制御エンジン。

【請求項3】 前記吸気弁が第1吸気弁と第2吸気弁とからなり、前記開弁手段は第2吸気弁を開弁させることを特徴とする請求項1または2に記載の可変気筒数制御エンジン。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、排気ガス中の酸素濃度を検出してこの検出値に基づいて混合気空燃比をフィードバック制御する空燃比制御手段と、所定運転時に一部の気筒への燃料供給を停止して休止気筒とする燃料供給手段とが備えられた多気筒4サイクルの気筒数制御エンジンの改良に関する。

## 【0002】

【従来の技術】 近年の自動車用エンジンは、高出力と経済性という相反する性能を同時に達成することが要求され、これに対応する技術として気筒数制御を行う4サイクル多気筒エンジンが提案されている。

【0003】 この気筒数制御エンジンは、通常低負荷域等の高出力を要求されない所定運転時において、複数の気筒のうち一部の気筒への燃料供給を停止して休止気筒とし、燃料消費量の低減化を図ることを基本とするものであるが、排気ガス中の酸素濃度をO<sub>2</sub> センサで検出してこの検出値に基づいて混合気空燃比を目標値にフィードバック制御する空燃比制御手段が備えられたエンジンでは、休止気筒の吸・排気弁の作動を通常のままにしておくと、当該休止気筒を通じて燃焼に寄与していない空気が排気系に流れてしまい、これにより上記O<sub>2</sub> セン

サ出力値が空燃比のリーン側に乱れて空燃比制御が阻害されることになる。従って、このような空燃比制御が行われるエンジンで気筒数制御を行うには、休止気筒を通じて空気が排気系に流れるのを防止することが不可欠となる。

【0004】 これを達成する方法として、休止気筒の吸気弁の作動をその休止運転中は停止させて閉じておくようにすることが考えられ、このように吸気弁の作動を停止して閉じさせる技術として実開昭59-184334号公報等が公知になっている。

## 【0005】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、一部気筒の休止運転中にその休止気筒の吸気弁の作動を停止して閉弁させるようにすると、当該休止気筒の吸気行程時に過大な負圧が作用することになり、ポンピング損失が極めて大きくなって十分な出力が得られなくなるばかりか、エンジンのトルク変動も大きくなるといった課題がある。

【0006】 本発明は、このような事情に鑑みてなされたものであり、その目的は、一部気筒の休止運転時に燃焼に寄与しなかった空気が排気系に流下することがなく、しかもポンピング損失を可及的に低減できる気筒数制御エンジンを提供することにある。

## 【0007】

【課題を解決するための手段】 上記目的を達成するために、本発明は排気ガス中の酸素濃度を検出して該検出値に基づいて混合気空燃比をフィードバック制御する空燃比制御手段と、所定運転時に一部の気筒への燃料供給を停止して休止気筒とする燃料供給手段と、が備えられた多気筒4サイクルの気筒数制御エンジンにおいて、該所定運転時に該休止気筒の吸気弁を吸気行程と圧縮行程とで開弁させる開弁手段を設けた、ことを特徴とする（請求項1）。

【0008】 また、排気ガス中の酸素濃度を検出して該検出値に基づいて混合気空燃比をフィードバック制御する空燃比制御手段と、所定運転時に全気筒のうち一部の気筒への燃料供給を停止して休止気筒とする燃料供給手段と、が備えられた多気筒4サイクルの気筒数制御エンジンにおいて、該所定運転時に該休止気筒の吸気弁を吸気、圧縮、膨張、排気の全行程で開弁させる開弁手段と、該所定運転域で該休止気筒の排気弁を吸気、圧縮、膨張、排気の全行程で開弁させる開弁手段と、を設けたことを特徴とする（請求項2）。

【0009】 また、前記吸気弁は第1吸気弁と第2吸気弁とから構成し、前記開弁手段により第2吸気弁を開弁させることが望ましい（請求項3）。

## 【0010】

【作用】 エンジンが所定運転域で運転されているとき、燃料供給手段は全気筒のうち一部の気筒への燃料の供給を停止する。このとき、燃料の供給が停止された休止気

筒の吸気弁は開弁手段により吸気行程と圧縮行程とで開弁される。従って、吸気行程で休止気筒内に吸入された空気は引き続く圧縮行程で再び吸気系側に吹き返されるので、排気系に燃焼に寄与しなかった空気が流下されることはなく、空燃比制御手段の制御を乱すことがない。しかも、吸気行程から圧縮行程にかけて休止気筒内に過大な負圧や圧縮圧力が作用することがなく、ポンピング損失が可及的に低減される（請求項1）。

【0011】また、休止気筒の吸気弁をその全行程で開弁させ、かつ排気弁をその全行程で閉弁させれば、燃焼に寄与しない空気が排気系に流下することを防止できることはもちろんのこと、吸気行程から排気行程にかけてその全行程で休止気筒内には過大な負圧や圧縮圧力が作用しないから、ポンピング損失の一層の低減化が図れる（請求項2）。

【0012】

【実施例】以下に、本発明に係る気筒数制御エンジンの実施例について添付図面に基づいて詳細に説明する。

【0013】図1～7は本発明の気筒数制御エンジンの第1実施例を示す。図1はその概略構成を示すもので、同図において2は4サイクル4気筒構成のエンジン本体である。4はエンジン本体2に接続された吸気系で、エアクリーナ6、エアフローメータ8、スロットルバルブ10、吸気チャンバ12、およびこの吸気チャンバ12から分岐された吸気マニホールド14等からなり、各吸気マニホールド14にはそれぞれ燃料噴射弁16が設けられている。また、20は排気系で排気マニホールド22、排気浄化触媒装置24、排気サイレンサ26等からなり、排気浄化触媒装置24の上流には排気ガス中の酸素濃度を検出するO<sub>2</sub>センサ28が配設されている。

【0014】上記O<sub>2</sub>センサ28からの信号は電子制御ユニット30に入力されており、さらにこの電子制御ユニット30には上記エアフローメータ8からの信号、およびスロットルバルブ10の開度を検知するスロットル開度センサ18からの信号、並びにエンジン回転数信号等のエンジンの運転状態を示す各種パラメータが入力されている。そして、この電子制御ユニット30はそれらの各種パラメータに応じて吸気マニホールド14に設けた燃料噴射弁16の作動を制御するようになっている。すなわち、電子制御ユニット30はエアフローメータ8からの吸入空気量信号に基づいて燃料噴射弁16からの燃料噴射量を制御する燃料供給手段の機能を備えると共に、O<sub>2</sub>センサ28からの信号に基づいて混合気の空燃比が目標空燃比になるように燃料噴射弁16からの燃料噴射量をフィードバック制御する空燃比制御手段の機能を備え、かつ燃料供給手段としてはエンジンが低負荷低回転領域等の予め定められた所定領域で運転されているときにエンジンの全気筒のうち一部の気筒への燃料の供給を停止して休止気筒とする機能も有している。

【0015】32はエンジン本体2の吸気弁および排気

弁を開閉作動させる動弁機構であり、この動弁機構32の吸気弁側には前記一部気筒の休止運転時に当該休止気筒の吸気弁を吸気行程と圧縮行程とで開弁させる開弁手段が組み込まれていて、この開弁手段は上記電子制御ユニット30によって作動制御されるようになっている。

【0016】次に、上記開弁手段が組み込まれた吸気弁側の動弁機構32aについて詳細に説明する。図2および図3において、34は吸気弁であり、この吸気弁34は第1吸気弁34aと第2吸気弁34bとからなっている。また、36は第1、第2吸気弁34a、34bを開閉作動させる左右一対のラッシュアジャスタ、38はラッシュアジャスタ36と摺接した状態で揺動し、揺動に伴ってラッシュアジャスタ36を介して吸気弁32をリフトさせる左右一対の揺動カム、40は揺動カム38を回転自在に保持する揺動用カムシャフト、42は回転に伴って揺動カム38を揺動させる左右一対の駆動用カム、44は駆動用カム42を保持する一方エンジン本体2に回転自在に軸支されている駆動用カムシャフト、46は揺動カム38を駆動用カム42の方へ付勢することにより揺動カム38を常に駆動用カム42に当接させる付勢手段である。また、上記駆動用カムシャフト44はその軸方向に沿って所定距離だけ前後にスライド移動可能にシリンダヘッド50に軸受されていて、後述するスライド移動機構によって作動されるようになっている。

【0017】ここで、図2に示す左側の気筒52が所定運転時に燃料の供給が停止される休止気筒であり、右側の気筒54が全運転域で燃料が供給される通常気筒であって、通常気筒54の第1、第2吸気弁34a、34bを作動させる駆動用カム42、42並びに休止気筒52の第1吸気弁34aを作動させる駆動用カム42は駆動用カムシャフト44に対して一体的に取付けられて、駆動用カムシャフト44のスライド移動に伴って一体的に移動するようになっているが、その各カム幅はスライド移動距離よりも若干大きく形成されていて絶えず対応する揺動カム38に各々摺接し、しかもそのカムプロフィールはその全幅で一様に形成されている。従って、駆動用カムシャフト44がスライド移動されても、通常気筒54の第1、第2吸気弁34a、34b並びに休止気筒52の第1吸気弁34aは、その開閉作動タイミングおよびリフト量、バルブ開放期間等のバルブ開閉特性は一切変わらないようになっている。

【0018】一方、休止気筒52の第2吸気弁34bを作動させる駆動用カム42aは駆動用カムシャフト44に対してヘリカルスプライン結合されていて両者は相対移動可能になっており、かつその駆動用カム42aの軸方向両側部にはシリンダヘッドカバー56から下方に突出して一体形成されたストッパ部58が摺接されていて、当該駆動用カム42aは軸方向への移動が規制されている。従って、駆動用カムシャフト44がスライド移動されると、駆動用カム42aはその軸方向への移動が

規制されているので、ヘリカルスプライン部44aの傾斜角に応じて駆動用カムシャフト44に対して相対回転を起こしてそれら相互の位相角がずれる。

【0019】ここで本実施例では、駆動用カムシャフト44は一部気筒の休止運転時に後述するスライド移動機構により図示する右方向に所定距離だけスライド移動されるようになっていて、ヘリカルスプライン部44aはこのスライド移動により駆動用カム42aをその回転方向の遅れ側に90度相対回転させるようにその傾斜角が設定されて形成されている。

【0020】また、図4～図7に示すように、駆動用カム42aを保持する駆動用カムシャフト44の一端部には、駆動用カムシャフト44を図示しないクランクシャフトに同期させて回転させる回転駆動手段60が設けられていて、この回転駆動手段60には駆動用カムシャフト44を軸方向にスライド移動させるスライド移動機構62が組み込まれている。すなわち、駆動用カムシャフト44の一端部にはネジ部材64がボルト締結されていて、このネジ部材64の外周には螺旋状の角ネジ部64aと直線状のスプライン溝64bとが形成されている。スプライン溝64bは角ネジ部64aと交差してネジ部材64の周方向に3か所に設けられている。

【0021】この3つのスプライン溝64bに対応して、図示しないクランクシャフトと連動される動力伝達手段としてのカムプリー66のボス部66aには3つの突起部66bが形成され、この3つの突起部66bがそれぞれ3つのスプライン溝64bに係合されてカムプリー66が保持されている。つまり、カムプリー66の突起部66bとスプライン溝64bとが軸方向に沿って相対移動可能になっている。

【0022】また、上記カムプリー66の内側には中間部材68が設けられており、この中間部材68はそのボス部68aが上記カムプリー66のボス部66aに内接して回転自在に支持されている。中間部材68のボス部68aには、その内周に上記角ネジ部64aに対応して螺合する雌ネジ部68bが形成されていて、駆動用カムシャフト44と中間部材68とに相対回転差が生じるとそれらは軸方向に相対移動するようになっている。

【0023】そして、上記カムプリー66のプリー部66cの内周面には内接ギア70が一体形成されており、この内接ギア70にはエンジン本体2側に固定されるカバー部材72の軸受け部72aに回転自在に軸支された歯車部材74が噛合されていて、この歯車部材74はカムプリー66よりも高速で回転されるようになっている。

【0024】また、この歯車部材74は中間部材68の側面に近接対向して設置されており、歯車部材74の軸端にはカバー部材72の軸受け部72aとにより第1油圧室76が画成されている。そして、その第1油圧室内76に供給される油圧に応じて歯車部材74は軸方向に

移動され、これにより歯車部材74の内周縁と中間部材68のボス部68aの外周縁とが部分的に圧接連結されて歯車部材74の回転が中間部材68に伝わるようになっている。

【0025】更に、カバー部材72にはピストン78とにより第2油圧室80が画成され、この第2油圧室80内に供給される油圧に応じてピストン78は軸方向に移動して中間部材68に圧接するようになっていて、ピストン78は当該中間部材68の回転を減速または停止させるブレーキとして機能するようになっている。

【0026】また、第1、第2油圧室76、80にはこれらに作動油を給排する給排機構82が接続されている。この給排機構82はオイルパン84内の潤滑油をオイルポンプ86により第1、第2油圧室76、80に導く供給側通路88と、第1、第2油圧室76、80内の作動油をオイルパン84に戻すリターン側通路90、およびこれら供給側通路88とリターン側通路90とのそれぞれを各々第1、第2作動室76、80に切替えて連通させる3ポート2位置切替ソレノイドバルブ92a、92bとからなり、各ソレノイドバルブ92a、92bは電子制御ユニット30によって作動制御されるようになっている。

【0027】次に、上述の如く構成される第1実施例の作用について説明する。

【0028】制御ユニット30はこれに入力される吸入空気量信号やスロットル開度信号、機関回転数信号等の各種パラメータに基づき、エンジンが低負荷低回転領域などの所定領域で運転されていることを検知すると、休止気筒52の吸気マニホールドに配設した燃料噴射弁16からの燃料噴射を停止して当該気筒52を休止運転すると共に、図4(b)に示すようにソレノイドバルブ92aにON信号を発して第1油圧室76と供給側通路88とを連通させ、第1油圧室76内に作動油を供給する一方、ソレノイドバルブ92bにOFF信号を発して第2油圧室80とリターン側通路90とを連通させる。

【0029】第1油圧室76内に作動油が供給されると、歯車部材74の内周縁が中間部材68のボス部68aの外周縁に圧接し、歯車部材74の回転力が中間部材68に伝達されて中間部材68はカムプリー66よりも早く回転してそれらの間に相対回転が生ずる。すると、中間部材68にネジ部材を介して螺合されている駆動用カムシャフト44はカムプリー66と同速で回転しながら軸方向(図2、図4において右方向)にスライド移動する。

【0030】駆動用カムシャフト44がスライド移動すると、通常気筒54の第1、第2吸気弁34a、34bを駆動する駆動用カム42、42と休止気筒52の第1吸気弁34aを駆動する駆動用カム42とは一体に移動するが、それらの各カム幅はそのスライド移動距離以上に幅広に形成されているからそれぞれの揺動カム36と

10

20

30

40

50

の係合状態はそのまま維持され、上記通常気筒54の吸気弁34a、34bと休止気筒52の第1吸気弁34aは通常通りのバルブタイミングとリフト量で開閉駆動される。一方、休止気筒52の第2吸気弁34bを駆動する駆動カム42aはストッパ部58によって軸方向への移動が規制されているから、駆動カムシャフト44がスライド移動するとヘリカルスプライン部44aの掘り角に従って駆動カムシャフト44に対して相対回転を生じ、その回転方向の遅れ側に90度位相角がずれる。このため、当該休止気筒52の第2吸気弁34bはその開弁タイミングが駆動カムシャフト44の回転角度に対して90度、つまりクランク角度で180度遅れた圧縮行程で開閉作動されることになる。

【0031】すなわち、図8に示すように、休止運転中における休止気筒52の吸気弁34は第1吸気弁34a側が通常通り吸気行程で開弁し（実線参照）、第2吸気弁34b側がこの吸気行程に続く圧縮行程で開弁する

（一点鎖線参照）ので、吸気行程で第1吸気弁34a側から休止気筒52内に吸入された空気は引き続き圧縮行程で第2吸気弁34b側から再び吸気通路に吹き返されることになり、このため吸気行程から圧縮行程にかけて休止気筒52内に過大な負圧や圧縮圧力が作用することがなくなり、ポンピング損失が可及的に低減されるばかりか、燃焼に寄与しなかった空気が排気弁側から排気系に流出することもなく、よって排気ガス中の酸素濃度を変動させてO<sub>2</sub>センサ28による空燃比のフィードバック制御を乱すことがない。

【0032】また、電子制御ユニット30は、エンジンの運転状態が一部気筒の休止運転領域から外れると、図4(a)に示すようにソレノイドバルブ92aにOFF信号を発して第1油圧室76をリターン側通路90に連通させて第1油圧室76内の作動油を排出させる一方、第2油圧室80を供給側通路88に連通させて第2油圧室80内に作動油を供給する。そして、これにより歯車部材74と中間部材68との圧接結合が解除されると共に、ピストン78が押出されて中間部材68に当接し、当該ピストン78がブレーキとして機能して中間部材68の回転を低下または停止させる。すると、中間部材68の回転はカムブリー66の回転より遅くなってそれらの間に相対回転が生じ、駆動カムシャフト44が軸方向（図示する左側方向）にスライド移動し、この駆動カムシャフト44のスライド移動により休止気筒52の第2吸気弁34bを駆動する駆動カム42aが今度はその回転方向の進み側に90度相対回転される。すなわち、第2吸気弁34bの開閉タイミングが圧縮行程から通常の吸気行程に戻される。

【0033】図9～図10は本発明の第2実施例を示す。この第2実施例が前述の第1実施例と相違する部分は図9に示す部分にあり、その主たる構成は第1図および第3図～第7図に示す第1実施例の構成に共通する。

【0034】すなわち、図9に示すようにこの第2実施例にあつては、第2吸気弁34bの揺動カム38aと駆動カム42bとはそれらの当接係合面が共に揺動カムシャフト44の軸方向に所定の傾斜角をもってテーバ状に形成されていて、駆動カム42bのカムプロファイルは図示する右側面から左側面に向けて順次拡径されている。つまり、駆動カム42bの図示する左側部分が揺動カム38aに摺接している状態ではバルブリフト量とその開弁期間が大きくなるようになっている。

【0035】また、この第2実施例では、駆動カムシャフト44のスライド移動距離は第1実施例の場合の約1.5倍程に設定されている。そして、第1吸気弁34aの駆動カム42の幅は揺動カム38の幅よりそのスライド移動距離分だけ大きく設定されている。なお、第2吸気弁34bの駆動カム42bの幅は第1実施例と同じで、ヘリカルスプライン部44aの長さは第1実施例の半分になっている。また第2吸気弁34bの駆動カム42bの小径側部分が揺動カム38aに摺接している状態で、この駆動カム42bの大径側の側面に当接するストッパ部58が設けられている。

【0036】このように構成される第2実施例では、駆動カムシャフト44が図示する右方向にスライドされると、第2吸気弁34bの駆動カム42bはその移動が阻害される形で揺動カム38aとテーバ状に摺接されていて、その移動に対する抵抗が大きいため、先ず相対回転を起こし、ヘリカルスプライン部44aの図示する左端に形成される段部が駆動カム42bの側面に当接された時点で当該駆動カム42bは駆動カムシャフト44に対して回転方向の遅れ側に4.5度相対回転して位相角がずれる。この状態からさらに駆動カムシャフト44が図示する右方向にスライド移動されると、駆動カム42bは駆動カムシャフト44と一体にスライド移動してその大径側部分が揺動カム38aに摺接係合することになる。

【0037】従って、この場合の休止運転中の第2吸気弁34bの開閉特性は図10に一点鎖線で示すように、開閉タイミングがクランク角度で90度遅れると共に、バルブリフト量並びにその開放時間が拡大されて、吸気行程から圧縮行程に亘って開放されることになる。

【0038】図11と図12は第3実施例を示す。この第3実施例は図9の第2実施例に対して、第1吸気弁34a側が相違する。すなわち、図11に示すように第1吸気弁34a側の駆動カム42cおよび揺動カム38bもテーバ状に形成することにより、図12の開閉特性図に示すように駆動カムシャフト44のスライド移動により第1吸気弁34aのリフト量および開放時間も大きく拡大させるようにしている。

【0039】図13～図15は第4実施例を示す。この第4実施例では図13に示すように第2吸気弁34bの駆動カム42は一对に分割されて形成され、駆動カム

ムシャフト44のスライド移動によって、いずれか一方が択一的に揺動カム38cに摺接して係合するようになっている。すなわち、図示する左側の駆動用カム42eは真円に形成され、駆動用カムシャフト44の右側へのスライド移動により揺動カム38cに係合摺接して吸入、圧縮、膨張、排気の全行程で第2吸気弁34bを開弁させるようになっている。一方、図示する右側の駆動用カム42dは駆動用カムシャフト44の左側へのスライド移動により第2吸気弁34bの揺動カム38cに係合摺接して、第2吸気弁34bを第1吸気弁34aと同様に吸気行程で通常に開閉させるようになっている。

【0040】そして、図14に示すようにこの第4実施例では、さらに排気弁341側の動弁機構32bにも吸気弁側と同一構成でなる駆動用カムシャフトのスライド移動機構等が設けられていて、休止運転中の排気弁341の開閉特性が変更されるようになっている。すなわち、駆動用カムシャフト441に一体的に設けられた駆動用カム421並びにこの駆動用カム421が摺接される揺動カム381は互に対応されてデーバ状にスラント形成されていて、図示する右側の大径側部分は排気行程で通常通り排気弁341を開放するようにそのカムプロフィールが設定されている一方、図示する右側部分の小径側部分は真円に形成されていて、バルブリフトを生じさせないように形成されている。

【0041】従って、このようにしてなる第4実施例では、一部気筒の休止運転時に吸気弁34側と排気弁341側との双方の駆動用カムシャフト44、441を図示する右側方向にスライド移動させることにより、図15の開閉特性図に示すように休止気筒52の第2吸気弁34bを全行程で開弁させると共に、排気弁341を全行程で閉弁させることができ、燃焼に寄与しない空気が排気系に流下することを防止できることはもちろんのこと、吸気行程から排気行程にかけてその全行程で休止気筒52内には過大な負圧や圧縮圧力が作用しないから、ポンピング損失の一層の低減化を図ることができる。

【0042】なお、上述した各実施例におけるスライド移動機構は他の構成のものに代えても良く、例えば駆動用カムシャフトを油圧機構で直接スライド移動させることも可能である。

【0043】

【発明の効果】以上実施例で詳細に説明したように、本発明に係る気筒数制御エンジンによれば、燃料供給手段が全気筒のうち一部の気筒への燃料の供給を停止したとき、当該燃料の供給が停止された休止気筒の吸気弁は開弁手段により吸気行程と圧縮行程とで開弁されて、吸気行程で休止気筒内に吸入された吸気は引き続き圧縮行程で再び吸気系側に吹き返されるから、燃焼に寄与しなかった吸気が排気系に流下することを防止しつつ、吸気行程から圧縮行程にかけて休止気筒内に過大な負圧や圧縮圧力が作用することを防止することができ、もって空燃

比制御の乱れを生じさせることなく、休止気筒のポンピング損失を可及的に低減することができる。(請求項1)。

【0044】また、休止気筒の吸気弁をその全行程で開弁させ、かつ排気弁をその全行程で閉弁させれば、燃焼に寄与しない吸気が排気系に流下することを防止できることはもちろんのこと、吸気行程から排気行程にかけてその全行程で休止気筒内には過大な負圧や圧縮圧力が作用しないから、ポンピング損失の一層の低減化を図ることができる(請求項2)。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る気筒数制御エンジンの第1実施例の概略構成図である。

【図2】第1実施例の要部を示す断面図である。

【図3】図2中のA-A線部の矢視断面図である。

【図4】スライド移動機構を示す図である。

【図5】カムプーリの内接歯車と歯車部材との関係を示す図である。

【図6】図4中のVI-VI線矢視断面図である。

【図7】ネジ部材を示す図である。

【図8】第1実施例の吸・排気弁の開閉特性を示す図である。

【図9】本発明の第2実施例で、吸気弁側動弁機構の要部を示す部分断面図である。

【図10】第2実施例の吸・排気弁の開閉特性を示す図である。

【図11】本発明の第3実施例で、吸気弁側動弁機構の要部を示す部分断面図である。

【図12】第3実施例の吸・排気弁の開閉特性を示す図である。

【図13】本発明の第4実施例で、吸気弁側動弁機構の要部を示す部分断面図である。

【図14】本発明の第4実施例で、排気弁側動弁機構の要部を示す部分断面図である。

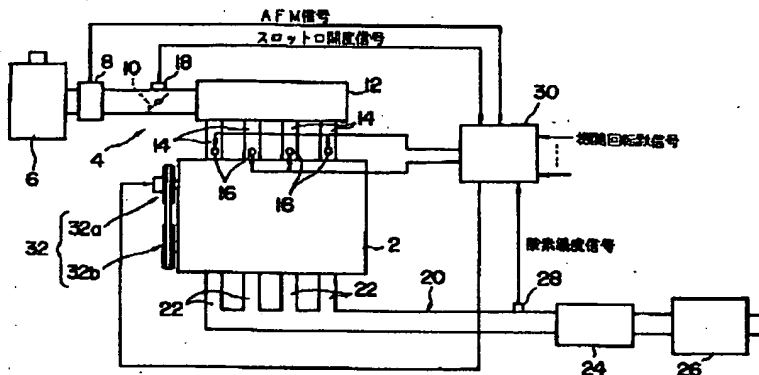
【図15】第4実施例の吸・排気弁の開閉特性を示す図である。

【符号の説明】

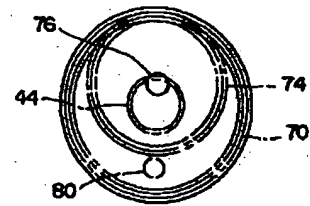
- |                   |                             |
|-------------------|-----------------------------|
| 2                 | エンジン本体                      |
| 8                 | エアフローメータ(燃料供給手段)            |
| 16                | 燃料噴射弁(燃料供給手段)               |
| 18                | スロットル開度センサ                  |
| 28                | O <sub>2</sub> センサ(空燃比制御手段) |
| 30                | 電子制御ユニット(空燃比制御手段、燃料供給手段)    |
| 32a               | 吸気側動弁機構(開弁手段)               |
| 32b               | 排気側動弁機構(閉弁手段)               |
| 34a               | 第1吸気弁                       |
| 34b               | 第2吸気弁                       |
| 36                | ラッシュアジャスタ                   |
| 38, 38a, 38b, 38c | 揺動カム                        |

- 11
- 40 揺動用カムシャフト  
42, 42a, 42b, 42c, 42d, 42e 駆  
動用カム  
44 駆動用カムシャフト  
44a ヘリカルスプライン部  
52 休止気筒  
54 通常気筒
- 58 ストップバ部  
62 スライド移動機構（開弁手段）  
341 排気弁  
381 揺動カム  
421 駆動用カム  
441 駆動用カムシャフト

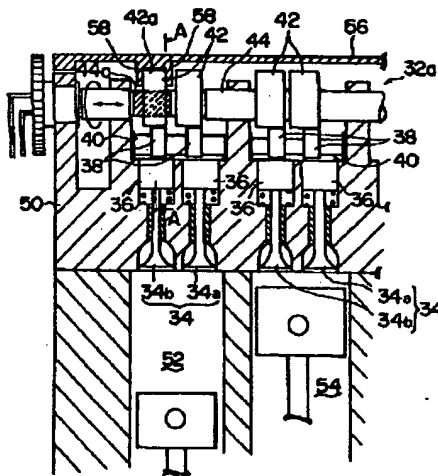
【図1】



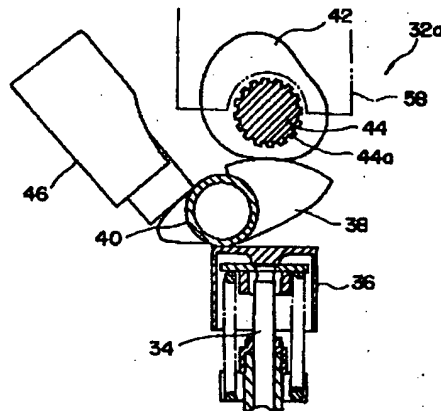
【図5】



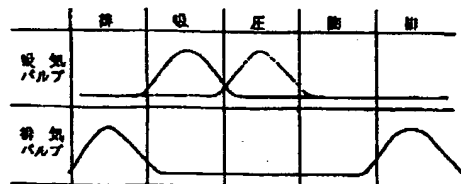
【図2】



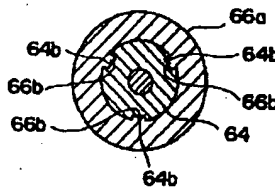
【図3】



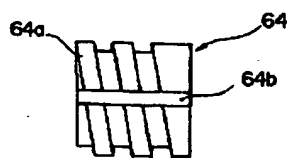
【図8】



【図6】

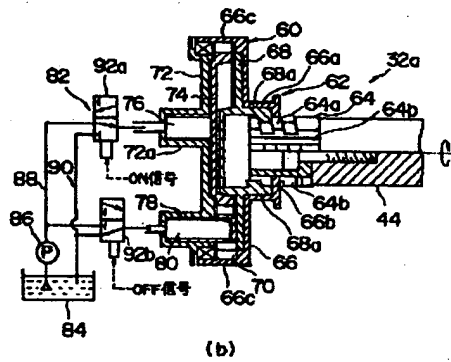
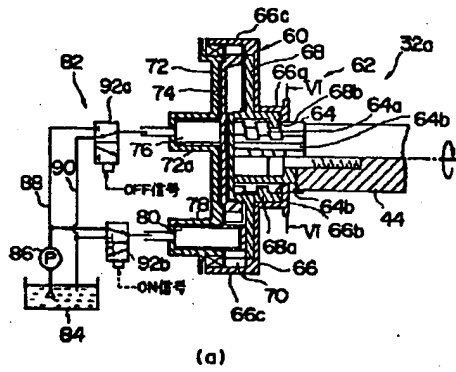


【図7】

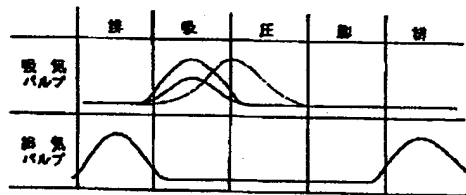




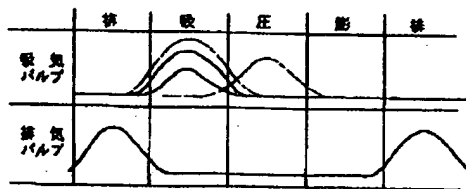
【図4】



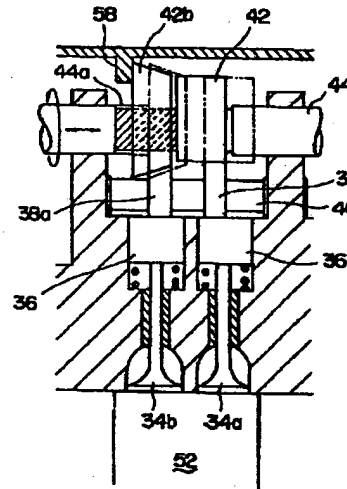
【図10】



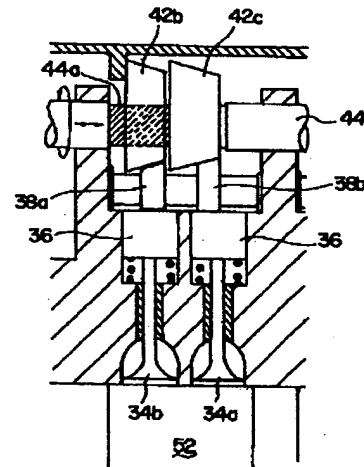
【図12】



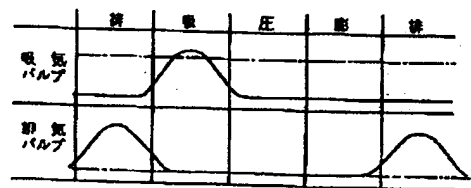
【図9】



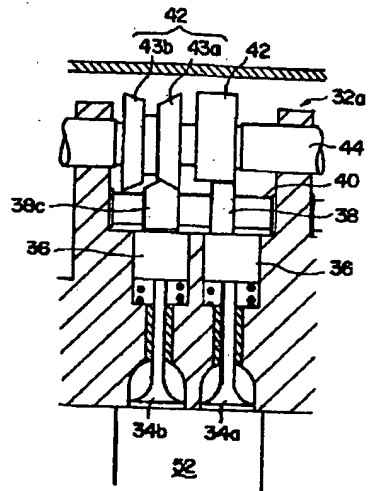
【図11】



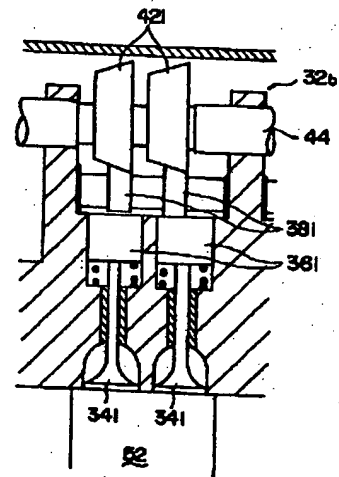
【図15】



【図 1 3】



【図 1 4】



フロントページの続き

(51) Int. Cl.<sup>4</sup>

F 0 2 D 17/02

41/02

41/32

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

R 7049-3G

3 0 1 C 8011-3G

D 8011-3G

# JAPANESE LAID-OPEN PATENT APPLICATION

**H6-346711 (1994)**

(19) Japan Patent Office (JP)

(11) Publication No. H6-346711

(12) Laid-Open Patent Application (A)

(43) Publication Date December 20, 1994

(51) Int. Cl. <sup>5</sup>	Identification Code	In-House Reference No.	FI	Place of Technical Designation
F 01 L 13/00	302	F		
1/34		Z 6965-3G		
F 02 D 13/02		H 7049-3G		
		J 7049-3G		
17/02		M 7049-3G		
F 02 D 17/02		R 7049-3G		
41/02	301	C 8011-3G		
41/32		D 8011-3G		

No examination request

Number of claims 3 OL (totally 9 pages)

---

(21) Application No.

PA H5-136208

(22) Date of Filing

June 7, 1993 (Heisei 5)

(71) Applicant

000003137

**Mazda Motor Corp.**

3-1, Shinchu, Fuchu-cho

Aki-gun, Hiroshima-ken

(72) Inventor

**Takayuki OKANO**

Mazda Motor Corp.

3-1, Shinchu, Fuchu-cho

Aki-gun, Hiroshima

(72) Inventor

**Koji SUZUKI**

Mazda Motor Corp.

3-1, Shinchu, Fuchu-cho

Aki-gun, Hiroshima

(74) Agent

**Kensuke Isshiki, Attorney**

(with other two persons)

---

(54) [Title of the Invention]

## **CYLINDER NUMBER CONTROL ENGINE**

(57) [Abstract]

### **[Purpose]**

To prevent the downward flow of air, which makes no contribution to combustion, to an exhaust system through resting cylinders and to reduce a pumping loss as much as possible in a multi-cylinder four-cycle cylinder number control engine which stops the fuel supply to some of the cylinders so that they rest during pre-determined operations.

### **[Construction]**

Drive cam **42a** of a second intake valve **34b** in a resting cylinder **52** is coupled to a camshaft **44** via a helical spline, with both axial sides of the cam **42a** being constrained by a stopper **58** to regulate the movement. The drive camshaft **44** is free to axially slide by a sliding mechanism **62**, the drive cam **42a** of a second intake valve **32b** being 90° relatively rotated in a rotation retarding direction, and the second intake valve **32b** being opened during the compression stroke.

## **[Claims]**

### **[Claim 1]**

A cylinder number control engine comprising a multi-cylinder four-cycle cylinder number control engine, provided with:

an air/fuel ratio control means for detecting the oxygen concentration in exhaust gas and accomplishing feed-back control of the air/fuel ratio of a mixed gas based on the detected value and a fuel supply means in order to stop the fuel supply to some of the cylinders so that they rest during pre-determined operations, and characterized by providing a valve-opening means in which intake valves of the resting cylinders are opened during the intake stroke and compression stroke during a pre-determined operation.

### **[Claim 2]**

A cylinder number control engine comprising a multi-cylinder four-cycle cylinder number control engine, provided with an air/fuel ratio control means for detecting the oxygen concentration in the exhaust gas and accomplishing feed-back control of the air/fuel ratio of a mixed gas based on a detected value and

a fuel supply means in order to stop the fuel supply to some of the cylinders so that they rest during pre-determined operations, characterized by providing a valve-opening means for opening the intake valves of the resting cylinders upon the completed stroke of intake, compression, expansion and exhaust during pre-determined operations and a valve-closing means for closing the intake valves of the resting cylinders upon the completed stroke of intake, compression, expansion and exhaust during pre-determined operations.

### **[Claim 3]**

The variable cylinder number control engine described in Claim 1 or Claim 2, characterized by the fact that the intake valve comprises a first intake valve and a second intake valve, and the valve-opening means opens the second intake valve.

### **[Detailed description of the invention]**

**[0001]**

#### **[Industrial Applications]**

The present invention relates to an improvement of a multi-cylinder four-cycle cylinder number control engine having an air/fuel ratio control means for detecting the oxygen concentration in the exhaust gas and accomplishing feedback control of the air/fuel ratio of a mixed gas based on the detected value and a fuel supply means in order to stop the fuel supply to some of the cylinders so that they rest during pre-determined operations.

**[0002]**

#### **[Prior art]**

Recent automobile engines are required to simultaneously achieve the opposing properties of high out-put and economy, and a multi-cylinder four-cycle cylinder number control engine performing the cylinder number control has been proposed as corresponding technique.

**[0003]**

Although a cylinder number control engine is based on stopping the fuel supply to some of the cylinders in multiple cylinders so that they rest and conceiving a reduction of fuel consumption in pre-determined operations where high output is not required, such as in a normal low-load region; if the operation of the intake/exhaust valves of the resting cylinders are made in an engine having an air/fuel ratio control means that detects the oxygen concentration in exhaust gas with an O<sub>2</sub> sensor and accomplishes feedback control of the air/fuel ratio to an objective value based on the detected value, air not contributing to combustion flows to the exhaust system through the resting cylinders, causing the output value of the O<sub>2</sub> sensor to become disordered with a lean air/fuel ratio inhibiting air/fuel ratio control. Hence, it is essential to prevent the flow of air to the exhaust system through the resting cylinders in order accomplish cylinder number control in an engine performing the air/fuel ratio control.

**[0004]**

As a method for achieving this objective, Japanese Unexamined Utility Model S59-184334 discloses a well known technique in which the operation of intake/exhaust valves of the resting cylinders are stopped and closed during the resting operation.

**[0005]**

**[Problem overcome by the invention]**

However, if the operation of intake/exhaust valves of the resting cylinders are stopped and closed during resting operation of some of the cylinders, there is the problem that excessive negative pressure operates during the intake stroke of the resting cylinders, with an extremely increase in pumping loss, and not only is sufficient output not obtained but there is also an increase in torque fluctuation.

**[0006]**

The present invention was made in view of such circumstance, and has the objective of providing a cylinder number control engine in which air not contributing to combustion does not flow to the exhaust system during the resting operation of some of the cylinders, thereby reducing pumping loss.

**[0007]**

**[Problem resolution means]**

To achieve the purpose, the present invention comprising a multi-cylinder four-cycle cylinder number control engine provided with an air/fuel ratio control means for detecting the oxygen concentration in exhaust gas and accomplishing feedback control of the air/fuel ratio of a mixed gas based on the detected value and the fuel supply means in order to stop the fuel supply to some of the cylinders so that they rest during pre-determined operations is characterized by providing a valve-opening means in which intake valves of the resting cylinders are opened by the intake stroke and compression stroke during pre-determined operations. (reference Claim 1)

**[0008]**

The present invention comprising a multi-cylinder four-cycle cylinder number control engine provided with an air/fuel ratio control means for detecting the oxygen concentration in exhaust gas and accomplishing feedback control of the air/fuel ratio of a mixed gas based on the detected value and the fuel supply means in order to stop the fuel supply to some of the cylinders so that they rest during pre-determined operations is characterized by providing a valve-opening means for opening the intake valves of the resting cylinders upon the completion of intake, compression, expansion and exhaust strokes during pre-determined operations and a valve-closing means for closing the intake valves of the resting cylinders upon the completion of intake, compression, expansion and exhaust strokes during pre-determined operations (Claim 2).



**[0009]**

It is desirable that the intake valve be composed of a first intake valve and a second intake valve, and that the valve-opening means opens the second intake valve (Claim 3).

**[0010]**

**[Operation]**

When the engine is operated in a pre-determined operating region, the fuel supply means stops the fuel supply to some of the cylinders. At this time, the intake valves of the resting cylinders, where the fuel supply has been stopped, are opened during the intake stroke and compression stroke by the valve-opening means. Accordingly, air taken into the resting cylinders during the intake stroke is successively blown back again to the intake system side. Therefore air making which is not contributing to combustion does not flow to the exhaust system and the control of the air/ fuel ratio control means does not become disordered. Moreover, excessive negative pressure and compression pressure do not act on the resting cylinders from the intake stroke to the compression stroke, thereby reducing the pumping loss (Claim 1).

**[0011]**

If the intake valves of resting cylinders are opened in their complete stroke and the exhaust valves are closed in their complete stroke, the downward flow of air making not contributing to combustion to the exhaust system can be prevented, thereby further reducing pumping because excessive negative pressure and compression pressure do not act on the resting cylinders in their complete stroke (reference Claim 2).

**[0012]**

### [Embodiment examples]

Embodiment examples of an cylinder number control engine relating to the present invention are illustrated in detail below.

#### [0013]

Fig. 1 ~ 7 show the first embodiment example of the cylinder number control engine of present invention. Fig. 1 shows its schematic construction, and 2 is an engine body of the four-cycle four-cylinder construction in Fig. 1. No. 4 is an intake system connected to the engine body 2 and comprises an air cleaner 6, an air flowmeter 8, a throttle valve 10, an intake chamber 12 and an intake manifold 14 branched from the intake chamber 12, etc., wherein a fuel injection valve 16 is provided in each intake manifold 14, respectively. No. 20 is an exhaust system and comprises an exhaust manifold 22, an exhaust cleaning catalytic device 24 and an exhaust silencer 26, etc., and an O<sub>2</sub> sensor 28 for detecting the oxygen concentration in exhaust gas is arranged on the upstream of the exhaust cleaning catalytic device 24.

#### [0014]

A signal from the O<sub>2</sub> sensor 28 is input into an electronic control unit 30, a signal from the air flowmeter 8, a signal from a throttle opening sensor 18 for detecting the opening of throttle valve 10 as well as various parameters showing operating state of engine, such as a signal of engine revolution, etc., are input into this electronic control unit 30, by which the electronic control unit 30 controls the operation of fuel injection valves 16 provided in the intake manifold 14 in accordance with the various parameters. Namely, the electronic control unit 30 functions as a fuel supply means for controlling the fuel injection amount from fuel injection valves 16 based on the signal of the intake air amount from air flowmeter 8, and functions as an air/fuel ratio control means for accomplishing feed-back control of the fuel injection amount from fuel injection valves 16 so that the air/fuel ratio of a mixed gas becomes an objective air/fuel ratio based on the signal of intake air amount from air

flowmeter 8, and functions to stop the fuel supply to some of the engine cylinders so that they rest when the engine is operated as a fuel supply means in a pre-determined region, such as low-load low-rotation region, etc.

[0015]

No. 32 is a valve motion mechanism for opening/closing the intake valves and exhaust valves of the engine body 2, a valve-opening means for opening the intake valves of the resting cylinders during the intake stroke and compression stroke during resting operation of the a part of cylinders is incorporated into this valve motion mechanism 32, the valve-opening means being operated and controlled by the electronic control unit 30.

[0016]

A detailed description of the valve motion mechanism 32a on the intake valve side incorporated with the valve-opening means is provided next. In Fig. 2 and Fig. 3, 34 is an intake valve comprising a first intake valve 34a and a second intake valve 34b. No. 36 is left-right a pair of rush adjusters for opening/closing the first and second intake valves 34a, 34b, no. 38 is left-right a pair of shaking camshafts that shake in a sliding state with the rush adjusters 36 to lift the intake valve 32 via the rush adjusters 36b, no. 40 is a shaking camshaft for keeping the shaking cam free to rotate, 42 is left-right a pair of drive cams for shaking the shaking camshaft 38 with rotation, 44 is a drive camshaft pivoted rotatably in the engine body 2 holding the drive cam 42, and 46 is an energizing means in which the shaking camshafts 38 are always in contact with the drive cams 42 by energizing the shaking camshaft 38 to the side of drive cam 42. The drive camshaft 44 is slidably carried back and forth on the cylinder head 50 at a pre-determined distance axially and is operated by a slide moving mechanism described hereafter.

[0017]

Here, left-side cylinder **52** is a resting cylinder in which the fuel supply is stopped during the pre-determined operation, right-side cylinder **54** is a normal cylinder in which the fuel is supplied in the total operating region, wherein the drive cams **42**, **42** for operating the first, second valves **34a**, **34b** of the normal cylinder **54** and the drive cam **42** for operating the first intake valve **34a** of the resting cylinder **52** are integrally mounted to the drive camshaft **44** and integrally move with the slide movement of drive camshaft **44**, each cam width being formed so that it is slightly greater than a slide distance, and its cam profile is uniformly formed over its full width. Accordingly, the opening/closing operation timing and the lifting amount of the first, second valves **34a**, **34b** of the normal cylinder **54** and the first intake valve **34a** of the resting cylinder **52** and the valve opening/closing characteristics in the valve-opening period, etc. do not change at all.

[0018]

On the other hand, drive cam **42a** for operating the second intake valve **34b** of resting cylinder **52** is coupled to the drive camshaft **44** with a helical spline to make both relatively slidable, a stopper **58** integrally formed by protruding it from a cylinder head cover **56** is slide connected to axial both sides of drive cam **42a**, and the drive cam **42a** controls the axial movement. Accordingly, if the drive camshaft **44** is slidably moved, the axial slide of drive cams **42a** is controlled, by which relative rotation to drive camshaft **44** occurs and the mutual phase angle is deviated in accordance with the twist angle of the helical spline **44a**.

[0019]

In this embodiment example, the drive camshaft **44** is slidably moved to the illustrated right direction only at a pre-determined distance by a sliding mechanism, described hereafter, and the twist angle of the helical spline **44a** is so established and formed that the drive cam **42a** is 90° rotated to the rotation retarding direction due to the sliding movement.

[0020]

As shown in Fig. 4 ~ Fig. 7, a rotation driving means **60** for rotating the drive camshaft **44** in synchronism with a non-illustrated crank shaft is provided at one end of drive camshaft **44** for holding the drive cams **42**, and a sliding mechanism **62** for axially sliding the drive camshaft **44** is incorporated into the rotation driving means **60**. Specifically, a screw member **64** is bolt fastened to one end of drive camshaft **44**, at the periphery of which are formed a spiral square thread section **64a** and linear spline grooves **64b**. The spline grooves **64b** are crossed with square thread section **64a** and provided in three places in the circumferential direction of screw member **64**.

**[0021]**

Three projections **66b** are formed in a boss **66a** of a cam pulley **66** as a power transmitting means interlocked with a non-illustrated crank shaft corresponding to the three spline grooves **64b**, wherein the three projections **66b** are engaged with the three spline grooves **64b** to hold the cam pulley **66**. Namely, the three projections **66b** and the spline grooves **64b** are relatively movable in the axial direction.

**[0022]**

An intermediate member **68** is provided at the inner side of above cam pulley **66**, and a boss **68a** of the intermediate member **68** is inscribed with the boss **66a** of above cam pulley **66** and rotatably supported. In the boss **68a** of intermediate member **68**, a female screw part **68b** screwed corresponding to the square thread part **64a** is formed at its inner surface, creating a relative rotational difference between the drive camshaft **44** and the intermediate member **68**, by which they relatively move in the axial direction.

**[0023]**

An inscribed gear **70** is integrally formed at the inner surface of a pulley **66c** of the cam pulley **66**, with which a gear member **74** rotatably pivoted at a bearing **72a** of cam member **72** fixed to the

engine body 2 side is engaged, the gear member 74 being rotated at a higher speed than the cam pulley 66.

[0024]

The gear member 74 is arranged closely opposite to the side of intermediate member 68, with a first oil hydraulic chamber 76 being formed by a bearing 72a of cover member 72 at the shaft end of gear member 74. The gear member 74 is then axially moved in accordance with oil pressure supplied to the first oil hydraulic chamber 76, by which the inner ridge of gear member 74 and the outer ridge of boss 68a of intermediate member 68 are partially pressure connected to transfer the rotation of the gear member 74 to the intermediate member 68.

[0025]

Moreover, a second oil hydraulic chamber 80 is formed by a piston 78 at the cover member 72, and the piston 78 is axially moved in accordance with the oil pressure supplied to the second oil hydraulic chamber 80, and pressed to the intermediate member 68, the piston 78 functioning as a brake to decelerate or stop the rotation of the intermediate member 68.

[0026]

Moreover, a supply/exhaust mechanism 82 is connected to supply/exhaust hydraulic oil to the first and second oil hydraulic chambers 76, 80, wherein the supply/exhaust mechanism 82 comprises a supply-side passage 88 that leads lubricating oil to an oil pan 84 by an oil pump 86, a return-side passage 90 that returns the hydraulic oil in the first and second oil hydraulic chambers 76, 80 to the oil pan 84, and three-port two-position switch solenoid valves 92a, 92b for switching and creating communication with each of the supply-side passage 88 and return-side passage 90 to the first and second oil hydraulic chambers 76, 80, each of solenoid valves 92a, 92b being operationally controlled by the electronic control unit 30.

**[0027]**

The operation of the embodiment example constituted as described above is described next.

**[0028]**

The control unit **30** detects that the engine is operated in a pre-determined region, such as a low-load low-rotation region, etc. based on various parameters, such as an input intake air amount or throttle opening signal, a signal of engine revolution, etc., stops the fuel injection from the fuel injection valves **16** arranged in the intake manifold of resting cylinders **52**, issues an ON signal to the solenoid valve **92a** and creates communication between the first oil hydraulic chambers **76** and the supply-side passage **88** to supply the hydraulic oil to the oil hydraulic chamber **76** while issuing an OFF signal to the solenoid valve **92b** and creates communication between the second oil hydraulic chamber **80** and the return-side passage **90**.

**[0029]**

If the hydraulic oil is supplied to the first oil hydraulic chamber **76**, the inner ridge of gear member **74** is pressed to the outer ridge of boss **68** of intermediate member **68**, the rotating force of gear member **74** is transmitted to the intermediate member **68**, and the intermediate member **68** rotates faster than the cam pulley **66** to generate a rotation difference between them, in which case, the drive cam-shaft **44** is slidingly moved axially (to the right in Fig. 2, Fig. 4) while rotating at the same speed as the cam pulley **66**.

**[0030]**

If the drive camshaft **44** is slidingly moved, the drive cams **42**, **42** for driving the first and second intake valves **34a**, **34b** and the drive cam **42** for driving the first intake valve **34a** of resting cylinder **52** are integrally moved, but the engaged state of each shaking cam **36** is maintained in its existent

state and the intake valves **34a**, **34b** of above normal cylinder **54** and the first intake valve **34a** of resting cylinder **52** are open/close driven in valve timing and lift amount as usual because each cam width greater than the slide distance is widely formed. On the other hand, since the drive cam **42** for driving the first intake valve **34a** of resting cylinder **52** controls the axial movement by the stopper **58**, if the drive camshaft **44** is slidingly moved, relative rotation to the drive camshaft **44** is generated in accordance with the twist angle of helical spline part **44a** and a phase angle is  $90^\circ$  deviated on the rotation retarding side. Therefore, the first intake valve **34a** of resting cylinder **52** is open/ close operated during the compression stroke where the valve-opening timing is  $90^\circ$  delayed to the rotation angle of drive camshaft **44**, i.e.,  $180^\circ$  delayed by crank angle.

#### [0031]

As shown in Fig. 8, the intake valve **34a** of resting cylinder **52** during the resting operation is opened during the intake stroke as usual on the first intake valve **34a** side (see a solid line) and is opened during the compression stroke next to the intake stroke on the second intake valve **34b** side (see a chain line), by which air taken in from the intake valve **34a** to the resting cylinder **52** during the intake stroke is blown back from the second intake valve **34b** side to the intake passage again during the compression stroke next to the intake stroke, preventing excessive negative pressure and compression pressure from operating on the resting cylinder **52** from the intake stroke to the compression stroke, not only reducing pumping loss, but also keeping air not contributing to combustion from flowing from the exhaust valve side to the exhaust system. Accordingly the oxygen concentration in the exhaust gas does not fluctuate, and the feedback control of air/fuel ratio with  $O_2$  sensor **28** does not become disordered.

#### [0032]

If the operating state of engine deviates from the resting operation region of some of the cylinders, as shown in Fig. 4(a), the electronic control unit **30** issues an OFF signal to the solenoid valve **92a** to create communication from the first oil hydraulic chamber **76** to the return-side passage **90** and



discharge the operating fluid in the first oil hydraulic chamber 76 while creating communication between the second oil hydraulic chamber 80 and the supply-side passage 88 to supply operating fluid to the second oil hydraulic chamber 80. The pressing connection between the gear member 74 and the intermediate member 68 are then released, the piston 78 is extruded to make contact with the intermediate member 68, and the piston 78 functions as brake to reduce or stop the rotation of intermediate member 68, in which case the rotation of intermediate member 68 becomes slower than the rotation of cam pulley 66 to cause a relative rotation between two, the drive camshaft 44 is slidingly moved axially (to the illustrated left direction), as is the drive cam 42a for the second intake valve 34b of resting cylinder 52 by the slide movement of the drive camshaft 44 90° relatively rotated to the forward side of the direction of rotation. Namely, the open/close timing of second intake valve 34b is returned from the compression stroke to the normal intake stroke.

[0033]

Fig. 9 ~ Fig. 11 show embodiment example 2 of the present invention. Part of embodiment example 2 different from aforesaid the first embodiment example consists of the part shown in Fig. 9, the main construction of which is common to the first embodiment example shown in Fig. 3 ~ Fig. 7.

[0034]

In this embodiment example 2 as shown in Fig. 9, the contact engagement surface of shaking camshaft 38a of second intake valve 34b and the drive cam 42b are tapered having a pre-determined inclination angle to the axial direction of drive camshaft 44, and the cam profile of drive cam 42b is successively expanded from the illustrated right side to left side. Namely, the valve lift amount and its valve-opening period increase in a state in which the illustrated left part of drive cam 42b slide connects to the shaking cam 38a.

[0035]

In this embodiment example 2, the sliding distance of drive camshaft **44** is set to about 1.5 times that of the first embodiment example. Then, the width of drive cam **42a** of first intake valve **34a** is set to be greater than the width of shaking cam **38** only by the sliding distance. The width of drive cam **42b** of the second intake valve **34b** is same as that of the first embodiment example, and the length of helical spline **44a** becomes half that of the first embodiment example. A stopper **58** making contact with the lateral surface of large-diameter side of this drive cam **42b** of second intake valve **34b** is provided in a state in which a small-diameter part of drive cam **42b** of second intake valve **34b** slide connects to the shaking cam **38a**.

[0036]

In embodiment example 2 thus constituted, if the drive camshaft **44** is slidably moved to the illustrated right direction, the drive cam **42b** of second intake valve **34b** slide connects to the shaking cam **38a** in the shape of taper to retard their movement, with great resistance, therefore relative rotation occurs, and the drive cam **42b** is rotated  $45^{\circ}$  relative to the rotation retarding side to the drive camshaft **44** at a time that a step part formed at the illustrated left end of helical spline **44a** makes contact with the side of drive cam **42b** and the phase angle is deviated. If the drive camshaft **44** is further slidably moved to the illustrated right direction from this state, the drive cam **42b** is integrally slidably moved with the drive camshaft **44** and its large-diameter part being slidably engaged with the shaking cam **38a**.

[0037]

Accordingly, the open/close characteristic of second intake valve **34b** during the resting operation in this case is shown by a chain line in Fig. 10, the open/close timing is delayed  $90^{\circ}$  in terms of the crank angle, the valve lift amount and its open time are expanded, and the valve is opened from the intake stroke to the compression stroke.

[0038]

Fig. 11 and Fig. 12 show embodiment example 3. In contrast to embodiment example 2 of Fig. 9, the first intake valve **34a** side is different in embodiment example 3. Namely, the lift amount and opening time of first intake valve **34a** are also greatly expanded by making the drive cam **42c** and the shaking cam **38b** at the first intake valve **34a** side to be tapered as shown in Fig. 11 and sliding the drive camshaft **44** as shown in the open/close characteristic diagram of Fig. 12.

[0039]

Fig. 13 ~ Fig. 15 show embodiment example 4. In embodiment example 4, the drive cam **42** of second intake valve **34b** is formed by dividing it into a pair of cams, either one of which is alternatively slide connected and engaged with a shaking cam **38c**. Namely, an illustrated left drive cam **42e** is formed into a complete circle and slide connected and engaged with the shaking cam **38c** by sliding it to the right of drive camshaft **44** to open the second intake valve **34b** upon the completion of intake, compression, expansion and exhaust strokes. Conversely, the illustrated right drive cam **42d** is slide connected and engaged with the shaking cam **38c** of second intake valve **34b** by sliding it to the left of drive camshaft **44** to normally open/close the second intake valve **34b** during the intake stroke, as with the second intake valve **34a**.

[0040]

As shown in Fig. 14, a sliding mechanism, etc. of drive cams made by the same construction as the intake valve side are further provided on the valve motion mechanism **32b** of an exhaust valve **34l** and the open/close characteristic of exhaust valve **34l** during the resting operation is changed in embodiment example 4. Namely, a drive cam **42l** provided integrally with a drive camshaft **44l** and a shaking camshaft **38l** slide connected with the drive cam **42l** are corresponded to each other to be tapered in a slant, and a cam profile is established so that the illustrated left large-diameter part opens the exhaust valve **34l** as usual at the exhaust stroke. On the other hand, the illustrated right large-diameter part is formed into a complete circle and is formed so as not to generate a valve lift.

**[0041]**

Accordingly, in embodiment example 4 thus made, as shown in an open/close characteristic diagram of Fig. 15, the drive camshafts **44**, **44I** of both intake valve **34** and exhaust valve **34I** are slidably moved during the resting operation of some of the cylinders, and it is a matter of course that the second intake valve **34b** of resting cylinder **52** is opened with the completed stroke, the exhaust valve **34I** can be closed at the completed stroke and air not contributing to combustion can flow to the exhaust system, further reducing pumping loss because excessive negative pressure and compression pressure do not act on the resting cylinder at the completion of strokes from the intake stroke to the exhaust stroke.

**[0042]**

Moreover, the sliding mechanism in the embodiment examples may be replaced by other constructions, for example, the drive camshaft **44** can also be directly slidably moved by an oil hydraulic mechanism.

**[0043]**

#### **[Efficacy of the invention]**

As described in detail by the embodiment examples above, according to the cylinder number control engine relating to the present invention, when the fuel supply means stops the supply of fuel to some of the cylinders, the intake valves of resting cylinders, where the supply of the fuel is stopped, are opened during the intake stroke and compression stroke by a valve-opening means and an air taken into the resting cylinders during the intake stroke is successively blown back to the intake system side again during the compression stroke. Therefore the action of excessive negative pressure and compression pressure into the resting cylinders from the intake stroke to the exhaust stroke can be prevented while preventing the flow-down of intaken air not contributing to combustion to the

exhaust system and pumping loss of resting cylinders can be reduced as much as possible without causing disorder of the air/fuel ratio (Claim 1).

**[0044]**

If the intake valves of resting cylinders are opened at the completed stroke and the exhaust valves are closed at the completed stroke, the downward flow of intaken air not contributing to combustion can be prevented, and further reduction of pumping loss can be conceived because excessive negative pressure and compression pressure do not act on the resting cylinders with the completion of strokes from the intake stroke to exhaust stroke (Claim 2).

## **[Brief description of the drawing]**

Fig. 1 is a schematic block diagram of the first embodiment example of cylinder number control engine relating to the present invention.

Fig. 2 is a sectional view showing principal parts of the first embodiment example.

Fig. 3 is an arrow sectional view of A-A line in Fig. 2.

Fig. 4 is a view showing a sliding mechanism.

Fig. 5 is a view showing a relationship between an inscribed gear and a gear member of cam pulley.

Fig. 6 is an arrow sectional view of VI-VI line in Fig. 4.

Fig. 7 is a view showing a screw member.

Fig. 8 is a diagram showing open/close characteristic of intake/exhaust valves of the first embodiment example.

Fig. 9 is a partial sectional view of principal parts of a valve motion mechanism on intake valve side in embodiment example 2 of the present invention.

Fig. 10 is a diagram showing open/close characteristic of intake/exhaust valves of embodiment example 2.

Fig. 11 is a partial sectional view of principal parts of a valve motion mechanism on intake valve side in embodiment example 3 of the present invention.

Fig. 12 is a diagram showing open/close characteristic of intake/exhaust valves of embodiment example 3.

Fig. 13 is a partial sectional view of principal parts of a valve motion mechanism on intake valve side in embodiment example 4 of the present invention.

Fig. 14 is a partial sectional view of principal parts of a valve motion mechanism on exhaust valve side in embodiment example 4 of the present invention.

Fig. 15 is a diagram showing open/close characteristic of intake/exhaust valves of embodiment example 4.

**[Description of the symbols]**

- 2** engine body
- 8** air flowmeter (fuel supply means)
- 16** fuel injection valve (fuel supply means)
- 18** throttle opening sensor
- 28** O<sub>2</sub> sensor (air/fuel ratio means)
- 30** electronic control unit (air/fuel ratio control means, fuel supply means)
- 32a** intake-side valve motion mechanism (valve-opening means)
- 32b** exhaust-side valve motion mechanism (valve-opening means)
- 34a** first intake valve
- 34b** second intake valve
- 36** rush adjuster
- 38, 38a, 38b, 38c** shaking cams
- 40** shaking camshaft
- 42, 42a, 42b, 42c, 42d, 42e** drive cams
- 44** drive camshaft
- 44a** helical spline
- 52** resting cylinder
- 54** normal cylinder
- 58** stopper
- 62** sliding mechanism (valve-opening means)
- 34l** exhaust valve
- 38l** shaking cam
- 42l** drive cam
- 44l** drive camshaft

**Fig. 1]**

(between 8 and 30) AFM signal  
(between 18 and 30) throttle opening signal  
(between 28 and 30) oxygen concentration signal  
30 ← engine revolution signal

**Fig. 2]**

**Fig. 3]**

**Fig. 5]**

**Fig. 6]**

**Fig. 7]**

**Fig. 8]**

Ex.                      Int.                      Comp.                      Exp.                      Ex.

Intake valve

Exhaust valve

**Fig. 4]**

**Fig. 9]**



**Fig. 10]**

**Fig. 11]**

**Fig. 12]**

**Fig. 15]**

**Ex.**

**Int.**

**Comp.**

**Exp.**

**Ex.**

**Intake valve**

**Exhaust valve**

**Fig. 13]**

**Fig. 14]**